

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-231221

(43)Date of publication of application : 07.09.1993

(51)Int.Cl.

F02D 41/34
F02B 23/10
F02D 41/04

(21)Application number : 04-030807

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing :

18.02.1992

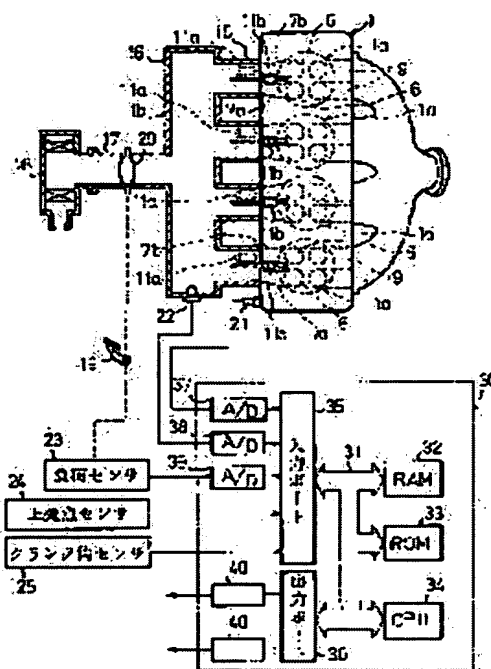
(72)Inventor : ITO YASUSHI

(54) FUEL INJECTION TYPE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To block the variation of output torque of an engine in the start and stoppage of port injection.

CONSTITUTION: An engine is provided with a first fuel injection valve 11a for port injection and a second fuel injection valve 11b for in-cylinder injection. While a fuel amount attached to the inner wall surface of an intake port 7b is presumed in the start of port injection, an inflow amount of attached fuel flowing into a combustion chamber of the engine in the stoppage of the port injection is presumed. While the in-cylinder injection amount in the start of port injection is correctively increased by the attached fuel amount, the in- cylinder injection amount in the stoppage of port injection is correctively reduced by the inflow amount.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.07.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[Patent number]	3047594
[Date of registration]	24.03.2000
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of extinction of right]	

THIS PAGE BLANK (USPTO)

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The 1st fuel injection valve for injecting a fuel in an engine inhalation-of-air path and the 2nd fuel injection valve for injecting a fuel to an engine combustion chamber are provided. In the internal combustion engine which injected the fuel from the 1st fuel injection valve when it became the outside of the operating range defined beforehand when an engine's operational status is in the operating range defined beforehand, while suspending the fuel injection from the 1st fuel injection valve -- an engine's operational status -- the account of a top -- A means to presume the inflow of the adhesion fuel which flows into an engine combustion chamber when the adhesion fuel quantity which adheres to an inhalation-of-air path internal surface when the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started is presumed and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended is provided. When the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started, while only the above-mentioned adhesion fuel quantity carries out increase-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve The fuel-injection type internal combustion engine with which only the above-mentioned inflow was made to carry out loss-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve when the fuel injection from the 1st fuel injection valve was suspended.

[Translation done.]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

*** NOTICES ***

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to a fuel-injection type internal combustion engine.

[0002]

[Description of the Prior Art] When lower than the setting load with which the 1st fuel injection valve for injecting a fuel and the 2nd fuel injection valve for always injecting a fuel to an engine combustion chamber were provided, and the engine load was beforehand defined in the engine inhalation-of-air path, while suspending the fuel injection from the 1st fuel injection valve, when an engine load is more expensive than a setting load, the internal combustion engine which injected the fuel from the 1st fuel injection valve is well-known (refer to JP,60-30416,A). The total injection quantity which is the sum total of the fuel injected from both fuel injection valves is beforehand defined as a function of an engine load, and this total injection quantity is made to increase in this internal combustion engine, so that an engine load becomes high.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in such an internal combustion engine, when an engine load becomes higher than a setting load and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started, some injection fuels from the 1st fuel injection valve adhere to an inhalation-of-air path internal surface, and the injection fuel quantity of fuel quantity supplied to an engine combustion chamber from an inhalation-of-air path as a result from the 1st fuel injection valve also decreases. Therefore, when fuel injection was performed from each fuel injection valve according to the injection quantity beforehand defined as a function of an engine load like this internal combustion engine and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started, the fuel quantity actually supplied to an engine combustion chamber becomes less than demand fuel quantity, and power torque produces thus the problem of falling temporarily.

[0004] Moreover, in this internal combustion engine, even if an engine load becomes lower than a setting load and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended, the fuel adhering to an inhalation-of-air path internal surface continues being supplied to an engine combustion chamber. Therefore, when fuel injection was performed from each fuel injection valve according to the injection quantity beforehand defined as a function of an engine load like this internal combustion engine and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended, the fuel quantity actually supplied to an engine combustion chamber increases more than demand fuel quantity, and produces the problem that power torque will become high temporarily thus.

[0005]

[Means for Solving the Problem] The 1st fuel injection valve for injecting a fuel in an engine inhalation-of-air path according to this invention, in order to solve the above-mentioned trouble, The 2nd fuel injection valve for injecting a fuel to an engine combustion chamber is provided. In the internal combustion engine which injected the fuel from the 1st fuel injection valve when an engine's operational status became the outside of the operating range defined beforehand, while suspending the fuel injection from the 1st fuel injection valve, when an engine's operational status was in the operating range defined beforehand A means to presume the inflow of the adhesion fuel which flows into an engine combustion chamber when the adhesion fuel quantity which adheres to an inhalation-of-air path internal surface when the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started is

THIS PAGE BLANK (USPTO)

presumed and the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended is provided. When the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started, while only above-mentioned adhesion fuel quantity carries out increase-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve, when the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended, only an above-mentioned inflow is made to carry out loss-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve.

[0006]

[Function] When the fuel injection from the 1st fuel injection valve is started, the fuel quantity actually supplied to an engine combustion chamber when only adhesion fuel quantity carries out increase-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve turns into demand fuel quantity, and when the fuel injection from the 1st fuel injection valve is suspended, and only inflow carries out loss-in-quantity amendment of the injection fuel quantity from the 2nd fuel injection valve, the fuel quantity actually supplied to an engine combustion chamber turns into demand fuel quantity.

[0007]

[Example] If drawing 1 is referred to, the engine body 1 possesses four gas column 1a, and the combustion chamber structure of each [these] gas column 1a is shown in drawing 4 from drawing 2 . The piston at which 2 will reciprocate with a cylinder block and 3 will reciprocate within a cylinder block 2 if drawing 4 is referred to from drawing 2 , The cylinder head by which 4 was **** (ed) on the cylinder block 2, the combustion chamber where 5 was formed between a piston 3 and the cylinder head 4, As the 2nd suction port and 8 show the exhaust valve of a pair, 9 shows the exhaust air port of a pair, respectively and the 1st suction port and 7b are shown in drawing 2 , as for 6, an ignition plug 10 is arranged in the center section of the internal surface of the cylinder head 4, as for the inlet valve of a pair, and 7a. Moreover, 1st fuel injection valve 11a for injecting a fuel towards the inside of 2nd suction-port 7b is prepared to each gas column 1a, respectively, and 2nd fuel injection valve 11b is arranged at the internal-surface periphery of the cylinder head 4. As shown in drawing 2 and drawing 3 , on the top face of a piston 3, the shallow dish 12 which has the almost circular profile configuration prolonged from the lower part of 2nd fuel injection valve 11b to the lower part of an ignition plug 10 is formed, and the basin section 13 which makes a semi-sphere configuration mostly is formed in the center section of the shallow dish 12. Moreover, the crevice 14 which makes the shape of a globular form mostly is formed in the connection of the shallow dish 12 of ignition-plug 10 lower part, and the basin section 13.

[0008] As shown in drawing 1 , 1st suction-port 7a and 2nd suction-port 7b of each gas column 1a are connected in a surge tank 16 through each inhalation-of-air branch pipe 15, respectively. The throttle valve 20 which this surge tank 16 was connected with the air cleaner 18 through the air intake duct 17, and was connected with the accelerator pedal 19 in the air intake duct 17 is arranged. An electronic control unit 30 consists of a digital computer, and RAM (random access memory)32, ROM (read-only memory)33, CPU (microprocessor)34, the input port 35, and the output port 36 which were mutually connected through the bidirectional bus 31 are provided. The coolant temperature sensor 21 which generates the output voltage proportional to engine cooling water temperature on the engine body 1 is attached, and the output voltage of this coolant temperature sensor 21 is inputted into input port 35 through A-D converter 37. The pressure sensor 22 which generates the output voltage proportional to the absolute pressure in a surge tank 16 is attached, and the output voltage of this pressure sensor 22 is inputted into input port 35 through A-D converter 38.

[0009] Moreover, the load sensor 23 which generates the output voltage proportional to the amount of treading in of an accelerator pedal 19 is connected to an accelerator pedal 19, and the output voltage of the load sensor 23 is inputted into input port 35 through A-D converter 39. The top dead center sensor 24 generates an output pulse, when for example, No. 1 gas column 1a reaches an inhalation-of-air top dead center, and this output pulse is inputted into input port 35. The crank angle sensor 25 generates an output pulse, whenever a crankshaft rotates 30 degrees, and this output pulse is inputted into input port 35. In CPU34, a current crank angle is calculated from the output pulse of the top dead center sensor 24, and the output pulse of the crank angle sensor 25, and an engine rotational frequency is calculated from the output pulse of the crank angle sensor 25. On the other

THIS PAGE BLANK (USPTO)

hand, an output port 36 is connected to each 1st fuel injection valve 11a and each 2nd fuel injection valve 11b through the corresponding drive circuit 40.

[0010] In the example by this invention, it sets to drawing 2, and is F1. And F2 From 2nd fuel injection valve 11b, a fuel is injected towards two directions so that it may be shown, and from 1st fuel injection valve 11a, it is F3 of drawing 4. A fuel is injected towards the inside of 2nd suction-port 7b so that it may be shown. Drawing 5 shows the fuel oil consumption and fuel injection timing from these 1st fuel injection valve 11a and 2nd fuel injection valve 11b. In addition, it sets to drawing 5 and is Qall. The total injection quantity is shown. As shown in drawing 5, it is the total injection quantity Qall. Qa At the time of little engine low load driving, fuel injection is performed only for the injection quantity Q2 in a combustion chamber 5 from 2nd fuel injection valve 11b in the compression stroke last stage. On the other hand, it is the total injection quantity Qall. Qa Qb At the time of load operation in an engine of a between, fuel injection is performed only for the injection quantity Q1 in 2nd suction-port 7b from 1st fuel injection valve 11a, and a fuel is injected only for the injection quantity Q2 in a combustion chamber 5 from 2nd fuel injection valve 11b in the compression stroke last stage. That is, at the time of load operation in an engine, fuel injection is performed from each fuel injection valves 11a and 11b. Moreover, total injection quantity Qall Qb At the time of many engine heavy load operations, a fuel is injected only for the injection quantity Q1 in 2nd suction-port 7b from 1st fuel injection valve 11a. In addition, in drawing 5, thetaS and thetaE show the injection initiation stage and the completion stage of injection of the fuel injection Q2 performed by 2nd fuel injection valve 11b in the compression stroke last stage, respectively.

[0011] Total injection quantity Qall As it is the function of the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19, and the engine rotational frequency N and is shown in drawing 6 (A), it is the total injection quantity Qall. It increases, so that the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19 becomes large, and as shown in drawing 6 (B), the total injection quantity Qall changes according to the engine rotational frequency N. Total injection quantity Qall The amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19 and the relation with the engine rotational frequency N are beforehand memorized in ROM33 in the form of the map shown in drawing 7 (A).

[0012] Moreover, it sets to drawing 5 and is Qa. Qb The compression stroke injection quantity Q2 of a between is also the function of the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19, and the engine rotational frequency N, and this compression stroke injection quantity Q2, the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19, and the relation with the engine rotational frequency N are beforehand memorized in ROM33 in the form of the map shown in drawing 7 (B). Moreover, as shown in drawing 8 (A) and (B), they are Qa of drawing 5, and Qb. It is both the functions of the engine rotational frequency N, and the relation shown in drawing 8 (A) and (B) is also beforehand memorized in ROM33.

[0013] As shown in drawing 5, it is the total injection quantity Qall. Qa At the time of little engine low load driving, a fuel is injected by the compression stroke last stage in a combustion chamber 5 from 2nd fuel injection valve 11b. At this time, it is each injection fuel F1 and F2. As shown in drawing 9 (A) and (B), it collides with the peripheral wall side of the basin section 13. it is diffused being made to evaporate the fuel which collided with the peripheral wall side of the basin section 13 by the revolution style S, and is shown to drawing 9 (C) by it -- as -- the inside of a crevice 14 and the basin section 13 -- gaseous mixture -- G is formed. At this time, the inside of combustion chambers 5 other than crevice 14 and basin section 13 is filled with air. Subsequently, gaseous mixture G is made to light by the ignition plug 10.

[0014] On the other hand, it sets to drawing 5 and is the total injection quantity Qall. Qa Qb At the time of load operation in an engine which it is in between, fuel injection Q1 by 1st fuel injection valve 11a is performed, and fuel injection Q2 by 2nd fuel injection valve 11b is performed further in the compression stroke last stage. In a combustion chamber 5, a uniform lean-fuel-mixture mind is formed with the fuel Q1 injected from 1st fuel injection valve 11a at this time, and the gaseous mixture formed as the fuel injected from 2nd fuel injection valve 11b showed to drawing 9 (C) serves as charcoal, and is made to burn on this lean-fuel-mixture mind.

[0015] on the other hand -- drawing 5 -- setting -- total injection quantity Qall Qb the homogeneity which fuel injection Q1 by 1st fuel injection valve 11a was performed at the time of many engine heavy load operations, and was formed in the combustion chamber 5 of this fuel injection Q1 --

THIS PAGE BLANK (USPTO)

gaseous mixture is made to light by the ignition plug 10 Drawing 10 (A) is the total injection quantity Q_{all} . Change of the compression stroke injection quantity Q_2 by 2nd fuel injection valve 11b when increasing more than Q_a (drawing 5), i.e., the injection quantity in a cylinder, and the port injection quantity Q_1 by 1st fuel injection valve 11a is shown, and drawing 10 (B) is the total injection quantity Q_{all} . Q_a Change of the injection quantity Q_2 in a cylinder when decreasing and the port injection quantity Q_1 is shown.

[0016] As shown in drawing 10 (A), it is the total injection quantity Q_{all} . Q_a If it increases, the port injection Q_1 by 1st fuel injection valve 11a will be started, and the sum of the injection quantity Q_2 in a cylinder and the port injection quantity Q_1 is the total injection quantity Q_{all} at this time. If the injection quantity Q_2 in a cylinder is set to become, the injection quantity Q_2 in a cylinder will fall, as a broken line shows drawing 10 (A). However, the amount of total fuel which some injection fuels by the port injection Q_1 adhere on the internal surface of 2nd suction-port 7b even if the port injection Q_1 is started in this case, therefore is actually supplied in a combustion chamber 5 is all the demand injection quantity Q_{all} . It decreases. Consequently, when the port injection Q_1 is started, an engine output torque will decline temporarily. Then, the amount of total fuel actually supplied in a combustion chamber 5 in the example by this invention in order to prevent that an engine output torque declines temporarily in this way is all the demand injection quantity Q_{all} . As a continuous line shows drawing 10 (A) so that it may become, it is the total injection quantity Q_{all} . Q_a When it increases, it is made to carry out increase-in-quantity amendment of the injection quantity Q_2 in a cylinder.

[0017] On the other hand, as shown in drawing 10 (B), it is the total injection quantity Q_{all} . Q_a If it decreases, the port injection Q_1 by 1st fuel injection valve 11a will be stopped, and the injection quantity Q_2 in a cylinder is the total injection quantity Q_{all} at this time. If the injection quantity Q_2 in a cylinder is set to become, the injection quantity Q_2 in a cylinder will change, as a broken line shows drawing 10 (B). However, the amount of total fuel which the fuel which has adhered on the internal surface of 2nd suction-port 7b continues flowing in a combustion chamber 5 even if the port injection Q_1 is stopped in this case, therefore is actually supplied in a combustion chamber 5 is all the demand injection quantity Q_{all} . It increases. Consequently, when the port injection Q_1 is stopped, an engine output torque will become large temporarily. Then, the amount of total fuel actually supplied in a combustion chamber 5 in the example by this invention in order to prevent that an engine output torque becomes large temporarily in this way is all the demand injection quantity Q_{all} . As a continuous line shows drawing 10 (B) so that it may become, it is the total injection quantity Q_{all} . Q_a When it decreases, it is made to carry out loss-in-quantity amendment of the injection quantity Q_2 in a cylinder.

[0018] For becoming a problem next here, the fuel quantity which will actually be supplied in a combustion chamber 5 if how many injection quantity Q_2 in a cylinder is increase-in-quantity-amended or loss-in-quantity amended is all the demand injection quantity Q_{all} . It is whether to be in agreement. Although it depends for these amounts of increase-in-quantity amendments, and the amount of loss-in-quantity amendments on the inflow into the combustion chamber 5 of the adhesion fuel when stopping the fuel coating weight when starting the port injection Q_1 , and the port injection Q_1 , respectively, these fuels coating weight and inflow will be difficult to measure, therefore it must presume them. Then, how to presume these fuels coating weight and inflow next is explained below.

[0019] Fuel quantity Q_m which adheres to the internal surface of 2nd suction-port 7b when the port injection Q_1 is started first When it thinks, the fuel quantity which is considered that it increases, so that the fuel quantity which adheres by one port injection Q_1 has much port injection quantity Q_1 , therefore adheres by one port injection Q_1 will be proportional to the port injection quantity Q_1 . On the other hand, it will be thought that adhesion fuel quantity increases, therefore adhesion fuel quantity will be in inverse proportion to the temperature of the internal surface of 2nd suction-port 7b, so that the temperature of the internal surface of 2nd suction-port 7b is low. By the way, the temperature of the internal surface of 2nd suction-port 7b is the engine cooling water temperature T_w mostly. Adhesion fuel quantity is the engine cooling water temperature T_w , as drawing 11 shown in f2 (T_w), since it is proportional. It will receive and be in inverse proportion. Thus, the fuel quantity which adheres by one port injection Q_1 is proportional to the port injection quantity Q_1 , and is the engine cooling water temperature T_w . Since it is in inverse proportion, the fuel quantity which

THIS PAGE BLANK (USPTO)

adheres by one port injection Q_1 will be expressed with Q_1 and $f(T_w)$. Therefore, adhesion fuel quantity Q_m when port injection Q_1 is performed to next the next It becomes the accumulation value of Q_1 and $f(T_w)$. In addition, the relation shown in drawing 11 is beforehand memorized in ROM33.

[0020] On the other hand, it is the adhesion fuel quantity Q_m at the beginning when the port injection Q_1 was started. Although it increases, if it *********, equilibrium will be reached, and it is the adhesion fuel quantity Q_m . It becomes fixed. (The adhesion fuel quantity Q_m , i.e., adhesion fuel quantity, when reaching equilibrium Maximum Q_{max} The temperature T_w , i.e., engine cooling water temperature, of absolute pressure P_M and the internal surface of 2nd suction-port 7b in 2nd suction-port 7b It becomes a function.) That is, it is Maximum Q_{max} , so that the absolute pressure P_M in 2nd suction-port 7b becomes high as shown in drawing 12 (A) since evaporation of an adhesion fuel is promoted so that the absolute value P_M in 2nd suction-port 7b becomes low. It becomes large. On the other hand, it is Maximum Q_{max} as shown in drawing 12 (B). Engine cooling water temperature T_w It increases, so that it becomes low. Maximum Q_{max} shown by drawing 12 (A) and (B) The relation between absolute pressure P_M and the engine cooling water temperature T_w is beforehand memorized in ROM33 in the form of a map as shown in drawing 12 (C).

[0021] By the way, maximum Q_{max} as mentioned above, when the port injection Q_1 was started, and adhesion fuel quantity increases gradually and reaches equilibrium When it becomes, I think that an adhesion fuel starts an inflow in a combustion chamber 5. Thus, the fuel quantity which does not flow in a combustion chamber 5 when are thought and the port injection Q_1 is started is Maximum Q_{max} . Adhesion fuel quantity Q_m It will be expressed with a difference ($Q_{max}-Q_m$). Therefore, the fuel quantity which will actually be supplied in a combustion chamber 5 if only ($Q_{max}-Q_m$) carries out increase-in-quantity amendment of the injection quantity Q_2 in a cylinder when the port injection Q_1 is started is all the demand injection quantity Q_{all} . It will be in agreement.

[0022] Next, considering the time of the port injection Q_1 being made to stop, the fuel which has adhered on the internal surface of 2nd suction-port 7b at this time flows in a combustion chamber 5 gradually. Inflow Q_n of the adhesion fuel which flows in a combustion chamber 5 at this time It is the adhesion fuel quantity Q_m to the 1st first. It thinks proportionally. Furthermore, inflow Q_n Since it is thought that it increases, so that the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19 becomes large and an inhalation air content increases, it is inflow Q_n . As drawing 13 (A) is shown by $f(Acc)$, it will be proportional to the amount Acc of treading in of an accelerator pedal 19. Moreover, inflow Q_n Since it is thought that it increases, so that the temperature of the internal surface of 2nd suction-port 7b becomes high, it is inflow Q_n . As drawing 13 (B) shown in $f(T_w)$, it is the engine cooling water temperature T_w . It is thought that it increases as it becomes high. Therefore, inflow Q_n The fuel quantity which will actually be supplied in a combustion chamber 5 if only Q_m and $f(Acc) - f(T_w)$ carries out loss-in-quantity amendment of the injection quantity Q_2 in a cylinder when it will be expressed with Q_m and $f(Acc) - f(T_w)$ and the port injection Q_1 is stopped is all the demand injection quantity Q_{all} . It will be in agreement. In addition, the relation shown in drawing 13 (A) and (B) is beforehand memorized in ROM33.

[0023] Drawing 17 shows the routine for controlling fuel injection from drawing 14, and this routine is performed by the interruption for whenever [180 crank-angle / every]. It is based on the rise which refers to drawing 14 first rich and shown in drawing 7 (A) in step 50 first, and they are all the demand injection quantity Q_{all} . It is computed. Subsequently, the relation shown in drawing 8 (A) at step 51 to Q_a The relation which it is computed and is shown at step 52 subsequently to drawing 8 (B) to Q_b It is computed. subsequently -- step 53 -- $Q_{all} \leq Q_a$ it is -- it is distinguished whether it is at namely, and the low-load-driving time. $Q_{all} \leq Q_a$ It progresses to step 100 of drawing 15 at the time, and it is $Q_{all} > Q_a$. It progresses to step 54 at the time. step 54 -- $Q_{all} \leq Q_b$ it is -- a ********* is distinguished. $Q_{all} \leq Q_b$ It progresses to step 200 of drawing 16 at the time, at i.e., the time of load operation in an engine, and is $Q_{all} > Q_b$. It progresses to step 300 of drawing 17 at the time, at i.e., the time of engine heavy load operation.

[0024] It is the inflow Q_n of the adhesion fuel into a combustion chamber 5 by carrying out the multiplication of $f(Acc)$ computed based on the adhesion fuel quantity Q_m and drawing 13 (A) in step 100 when drawing 15 was referred to, and the $f(T_w)$ computed based on drawing 13 (B). It is computed. subsequently -- step 101 -- adhesion fuel quantity Q_m from -- inflow Q_n Adhesion fuel

THIS PAGE BLANK (USPTO)

quantity Q_m which has still adhered by subtracting It is computed. Subsequently, at step 102, it is the adhesion fuel quantity Q_m . It is distinguished whether it became less than zero. It progresses to step 103 at the time of $Q_m \leq 0$, and it is referred to as $Q_m = 0$ and, subsequently to step 104, progresses. [0025] At step 104, it is inflow Q_n . It is distinguished whether it is fewer than the flame propagation critical mass Q_{LT} . the gaseous mixture by which this flame propagation critical mass Q_{LT} is formed in a combustion chamber 5 with an inflow adhesion fuel -- the minimum inflow to which a flame can spread inside is shown, and this flame propagation critical mass Q_{LT} is defined beforehand. It progresses to step 105 at the time of $Q_n < Q_{LT}$, and it is Q_n and R_c . Q_n It is carried out and, subsequently to step 106, progresses. in addition, R_c in step 105 the gaseous mixture in the basin section 13 -- the ratio (ϵ/V) of the volume ϵ of the basin [in / after a top dead center / almost / about 15 degrees] section 13 by which the whole is made to burn, and the volume V of a combustion chamber 5 is expressed. Inflow Q_n The gaseous mixture of the adhesion fuel made to burn when fewer than the flame propagation critical mass Q_{LT} is the inflow Q_n which is the gaseous mixture which exists in the basin section 13, therefore contributes to combustion among inflow Q_n at this time. It becomes $Q_n - (\epsilon/V)$. Therefore, at step 105, it is Q_n . R_c The inflow Q_n which actually contributes to combustion will be calculated by carrying out multiplication.

[0026] step 106 -- all demand injection quantity Q_{all} from -- inflow Q_n The injection quantity Q_2 in a cylinder is computed by subtracting. Subsequently, minimum discharge injection Q_{min} which can inject the injection quantity Q_2 in a cylinder at step 107 It is distinguished whether it is few. $Q_2 \leq Q_{min}$ Sometimes it progresses at step 108 and is $Q_2 = Q_{min}$. It is carried out and, subsequently let the port injection quantity Q_1 be zero in step 109. If the port injection Q_1 is stopped so that the routine of [drawing 15](#) may show, it is the adhesion fuel quantity Q_m . It decreases gradually, it follows on it and is inflow Q_n . Since it decreases gradually, the injection quantity Q_2 in a cylinder will change, as shown by [drawing 10 \(A\)](#).

[0027] on the other hand, if [drawing 16](#) is referred to, at step 200, the injection quantity Q_2 in a cylinder will compute from the relation shown in [drawing 7 \(B\)](#) -- having -- subsequently -- step 201 -- all demand injection quantity Q_{all} from -- the port injection quantity Q_1 is computed by subtracting the injection quantity Q_2 in a cylinder. Subsequently, $f_2 (Tw)$ shown in [drawing 11](#) at step 202 is used, and it is the adhesion fuel quantity Q_m from a degree type. It is computed.

[0028] $Q_m = Q_m + Q_1$ and $f_2 (Tw)$

Q_1 and $f_2 (Tw)$ express the fuel coating weight between these interruption cycles from the last interruption cycle here. Subsequently, maximum Q_{max} of the map shown in [drawing 12 \(C\)](#) at step 203 to adhesion fuel quantity It is computed. Subsequently, at step 204, it is the adhesion fuel quantity Q_m . Maximum Q_{max} It is distinguished whether it is large. $Q_m \geq Q_{max}$ Sometimes it progresses at step 205 and is $Q_m = Q_{max}$. It is carried out and progresses to step 206. At step 206, the injection quantity Q_2 in a cylinder is computed based on a degree type.

[0029] $Q_2 = Q_2 + (Q_{max} - Q_m)$

$(Q_{max} - Q_m)$ expresses the fuel quantity which cannot flow in a combustion chamber 5 among the port injection quantity Q_1 here. This fuel quantity $(Q_{max} - Q_m)$ becomes small gradually, and is $Q_m = Q_{max}$. It will become zero if it becomes. therefore -- if the port injection Q_1 is started so that the routine shown in [drawing 16](#) may show -- adhesion fuel quantity Q_m gradually -- increasing -- it -- following $(Q_{max} - Q_m)$ -- since it decreases gradually, the injection quantity Q_2 in a cylinder will change, as shown by [drawing 10 \(B\)](#).

[0030] All demand injection quantity Q_{all} computed from the relation shown in [drawing 7 \(A\)](#) at step 300 on the other hand when [drawing 17](#) is referred to It considers as the port injection quantity Q_1 , and, subsequently let the injection quantity Q_2 in a cylinder be zero at step 301. Subsequently, $f_2 (Tw)$ shown in [drawing 11](#) at step 302 is used, and it is the adhesion fuel quantity Q_m from a degree type. It is computed.

$Q_m = Q_m + Q_1$ and $f_2 (Tw)$

Q_1 and $f_2 (Tw)$ express the fuel coating weight between these interruption cycles from the last interruption cycle here. Subsequently, maximum Q_{max} of the map shown in [drawing 12 \(C\)](#) at step 303 to adhesion fuel quantity It is computed. Subsequently, at step 304, it is the adhesion fuel quantity Q_m . Maximum Q_{max} It is distinguished whether it is large. $Q_m \geq Q_{max}$ Sometimes it progresses at step 205 and is $Q_m = Q_{max}$. It is carried out.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[0031] In addition, in the example described until now, although 2nd fuel injection valve 11b is prepared in order to perform only compression stroke injection, it may make a part of injection of an inhalation-of-air line able to perform, and can apply the approach described even in this case until now to this 2nd fuel injection valve 11b.

[0032]

[Effect of the Invention] It can prevent changing an engine output torque at the time of initiation of the fuel injection from the 1st fuel injection valve, and a halt.

[Translation done.]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

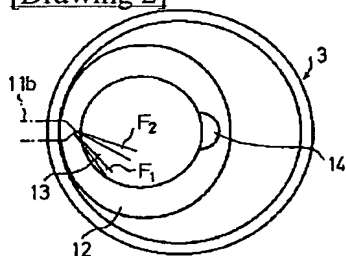
* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

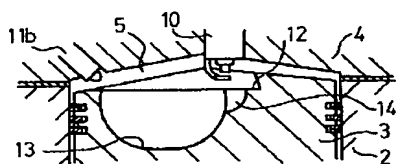
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

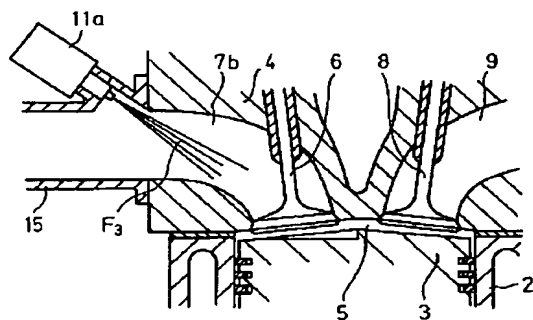
[Drawing 2]



[Drawing 3]

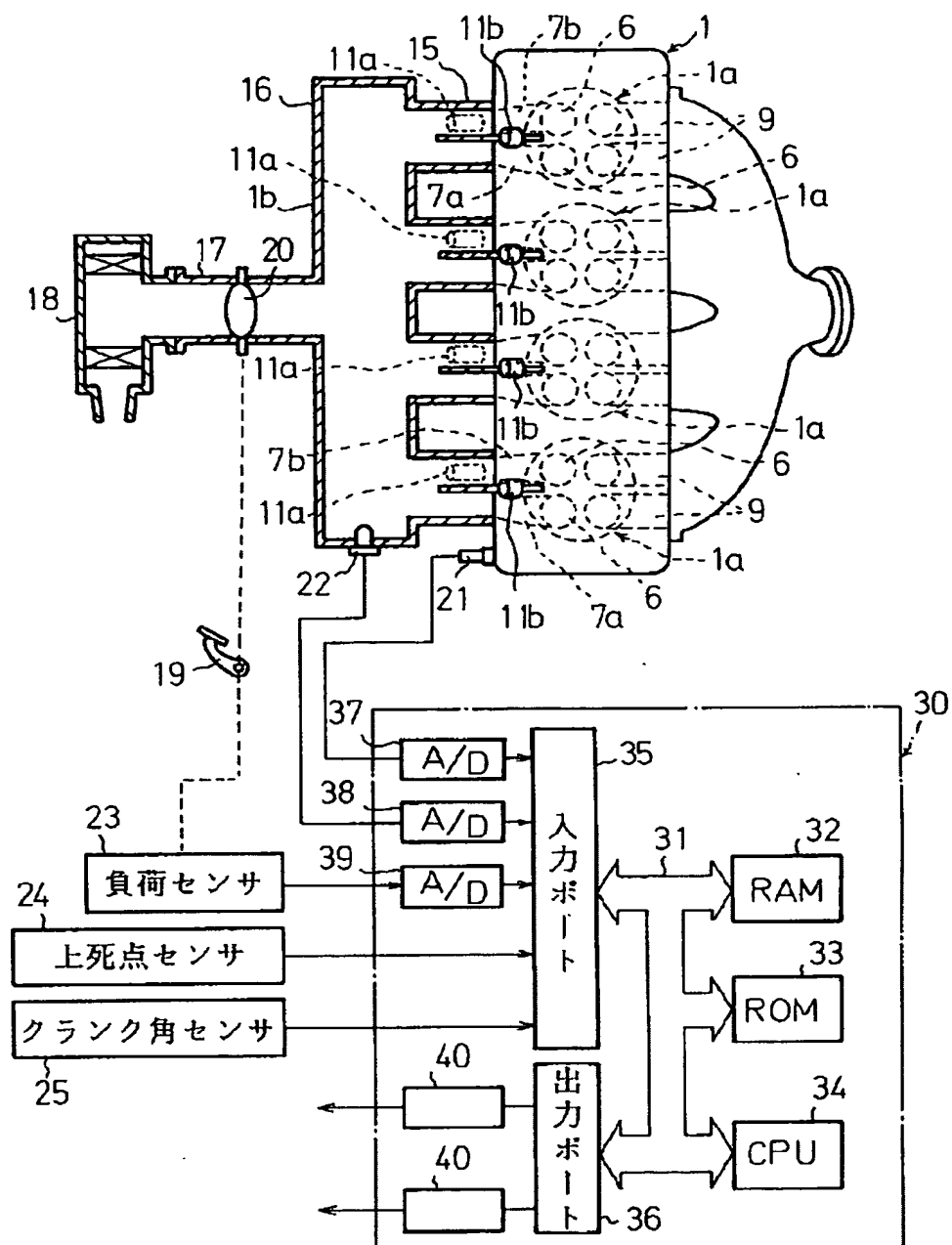


[Drawing 4]



[Drawing 1]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

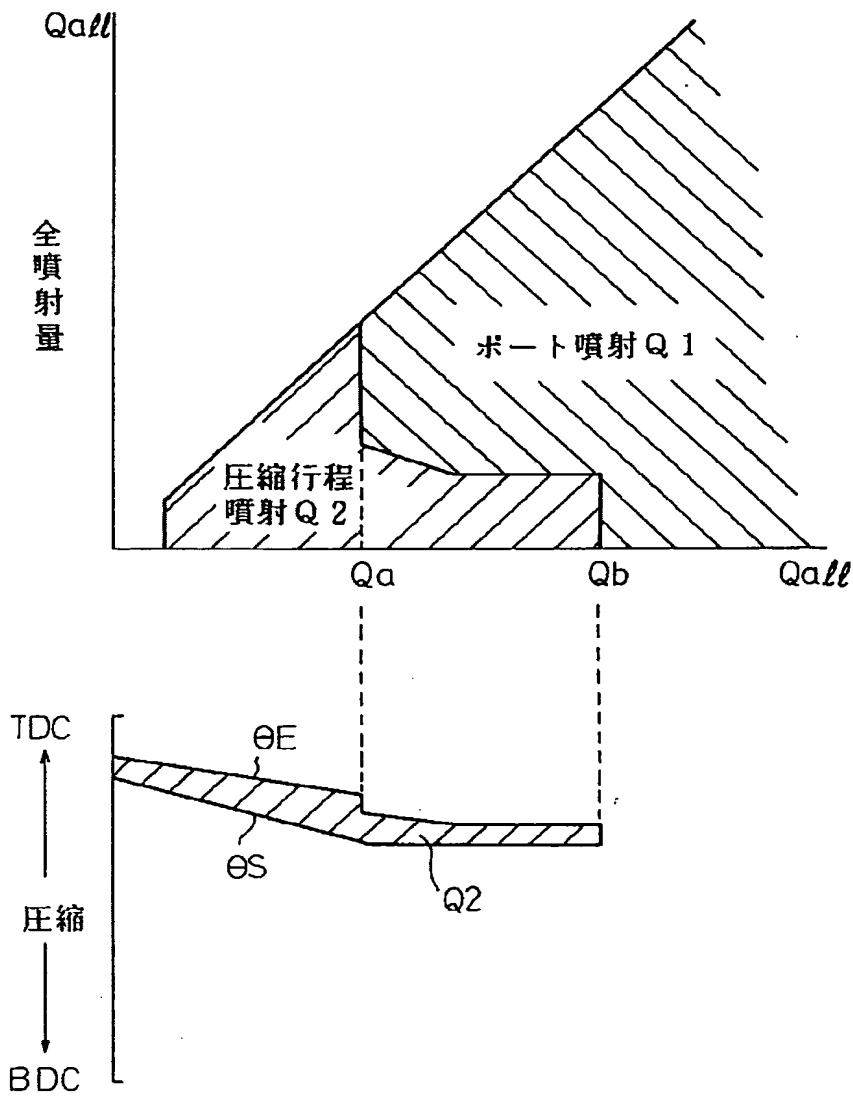
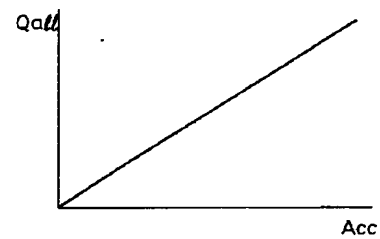


11 a …第 1 燃料噴射弁

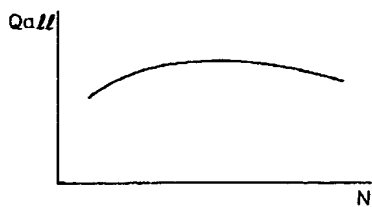
11 b …第 2 燃料噴射弁

[Drawing 5]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[Drawing 6]
(A)

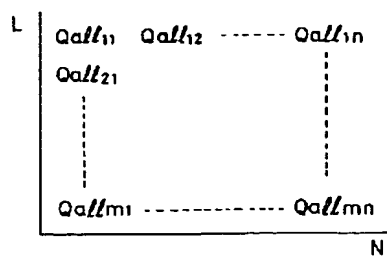
(B)



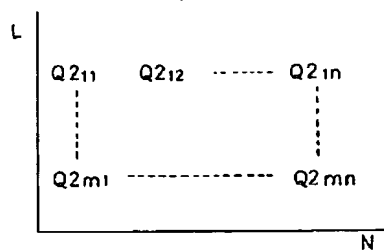
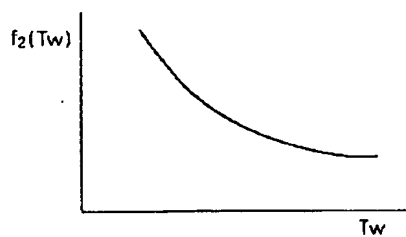
[Drawing 7]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

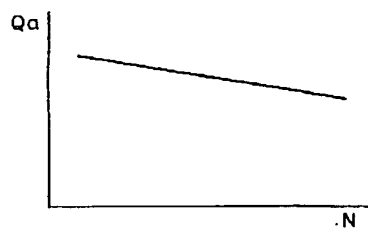
(A)



(B)

[Drawing 11][Drawing 8]

(A)

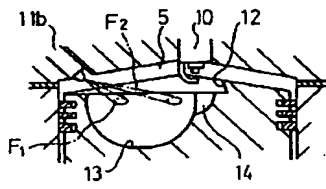


(B)

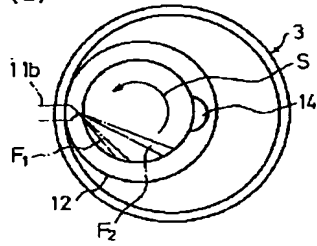
[Drawing 9]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

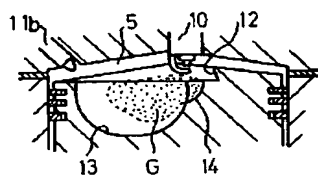
(A)



(B)

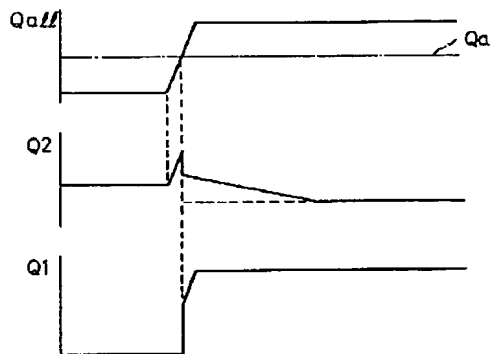


(C)

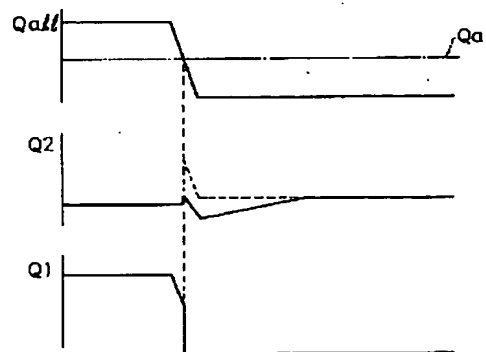


[Drawing 10]

(A)

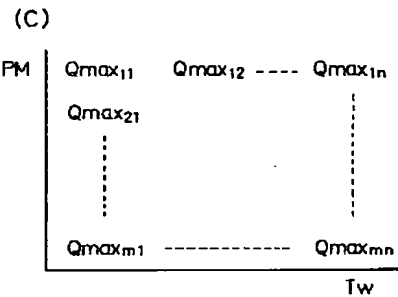
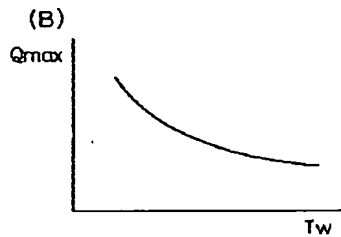
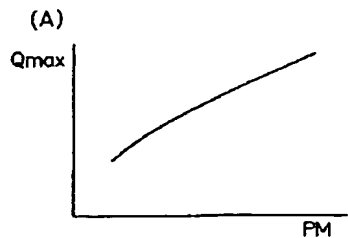


(B)

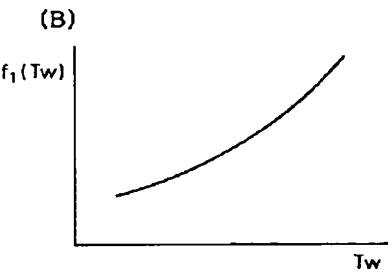
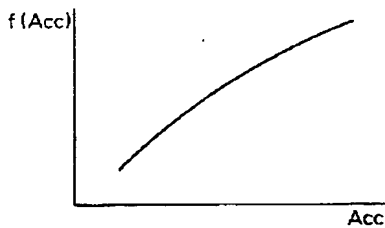


[Drawing 12]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

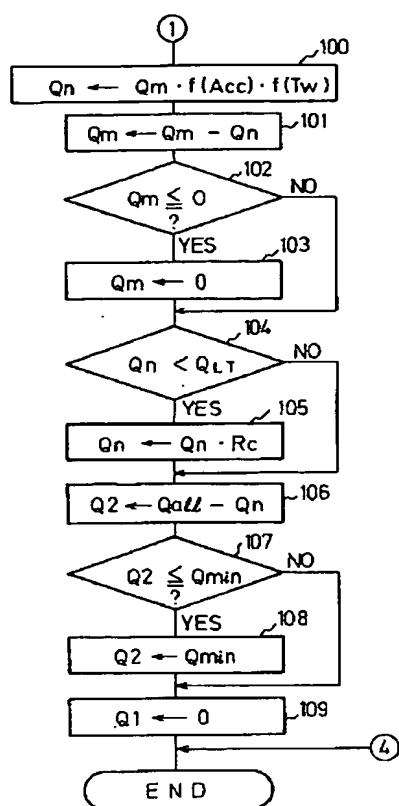


[Drawing 13]
(A)

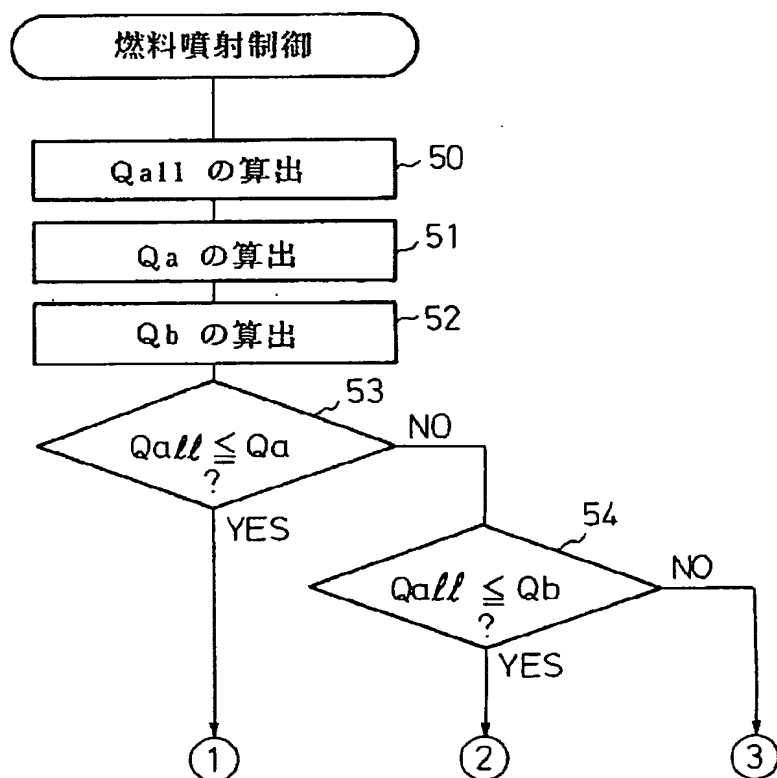


[Drawing 15]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

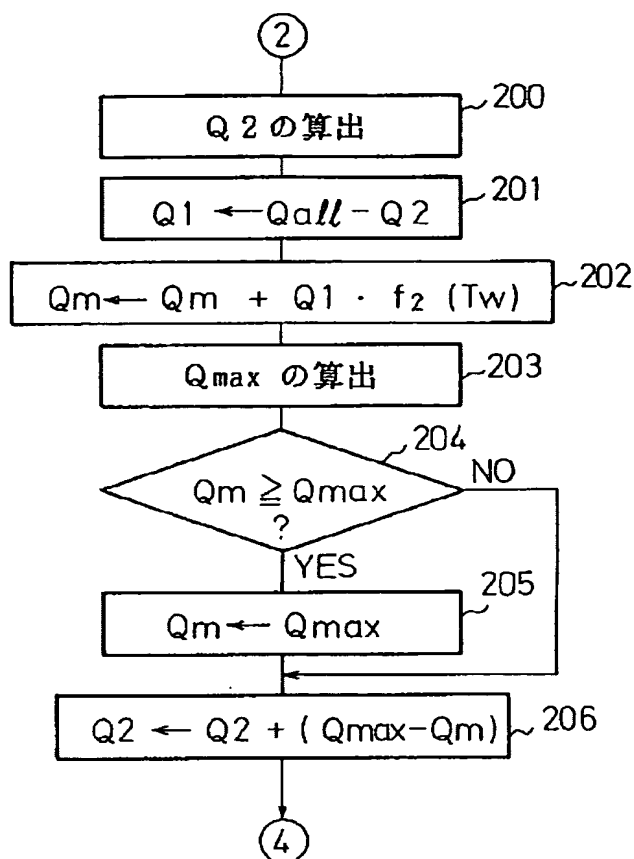


[Drawing 14]

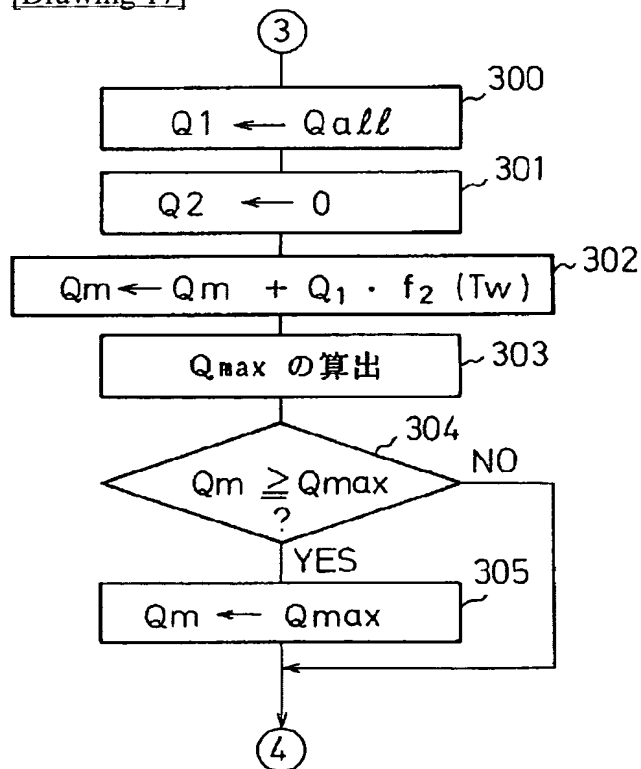


[Drawing 16]

THIS PAGE BLANK (USPTO)



[Drawing 17]



THIS PAGE BLANK (USPTO)

[Translation done.]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 5 - 2 3 1 2 2 1

(43) 公開日 平成 5 年 (1993) 9 月 7 日

(51) Int. Cl. 5	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 41/34		A 9039 - 3 G		
F 0 2 B 23/10		Z 9039 - 3 G		
F 0 2 D 41/04	3 3 0 P	9039 - 3 G		

審査請求 未請求 請求項の数 1

(全 1 1 頁)

(21) 出願番号 特願平 4 - 30807

(22) 出願日 平成 4 年 (1992) 2 月 18 日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

(72) 発明者 伊藤 泰志

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

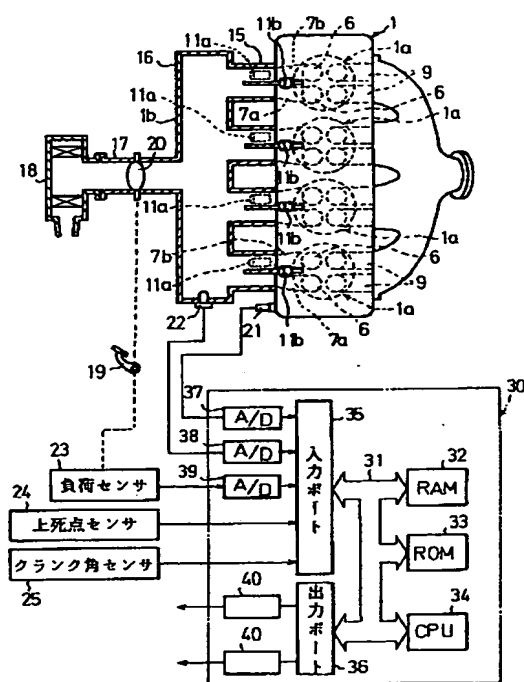
(74) 代理人 弁理士 青木 朗 (外 4 名)

(54) 【発明の名称】 燃料噴射式内燃機関

(57) 【要約】

【目的】 ポート噴射の開始時および停止時に機関出力トルクが変動するのを阻止する。

【構成】 ポート噴射用の第 1 燃料噴射弁 11 a と筒内噴射用の第 2 燃料噴射弁 11 b とを具備する。ポート噴射が開始されたときに吸気ポート 7 b の内壁面に付着する付着燃料量を推定すると共にポート噴射が停止されたときに機関燃焼室内に流入する付着燃料の流入量を推定する。ポート噴射が開始されたときに筒内噴射量を付着燃料量だけ増量補正すると共に、ポート噴射が停止されたときに筒内噴射量を流入量だけ減量補正する。



11 a ... 第 1 燃料噴射弁
11 b ... 第 2 燃料噴射弁

【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関吸気通路内に燃料を噴射するための第1の燃料噴射弁と、機関燃焼室内に燃料を噴射するための第2の燃料噴射弁とを具備し、機関の運転状態が予め定められた運転領域内にあるときには第1燃料噴射弁からの燃料噴射を停止すると共に機関の運転状態が上記予め定められた運転領域外となったときには第1燃料噴射弁から燃料を噴射するようにした内燃機関において、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに吸気通路内壁面に付着する付着燃料量を推定しかつ第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに機関燃焼室内に流入する付着燃料の流入量を推定する手段を具備し、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を上記付着燃料量だけ増量補正すると共に、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を上記流入量だけ減量補正するようにした燃料噴射式内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は燃料噴射式内燃機関に関する。

【0002】

【従来の技術】 機関吸気通路内に燃料を噴射するための第1の燃料噴射弁と、機関燃焼室内に常時燃料を噴射するための第2の燃料噴射弁とを具備し、機関負荷が予め定められた設定負荷よりも低いときには第1燃料噴射弁からの燃料噴射を停止すると共に機関負荷が設定負荷よりも高いときには第1燃料噴射弁から燃料を噴射するようにした内燃機関が公知である（特開昭60-30416号公報参照）。この内燃機関では両燃料噴射弁から噴射される燃料の合計である全噴射量が機関負荷の関数として予め定められており、この全噴射量は機関負荷が高くなるほど増大せしめられる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながらこのような内燃機関では機関負荷が設定負荷よりも高くなって第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときには第1燃料噴射弁からの噴射燃料の一部が吸気通路内壁面に付着し、その結果吸気通路から機関燃焼室内に供給される燃料量は第1燃料噴射弁からの噴射燃料量も少くなる。従ってこの内燃機関のように機関負荷の関数として予め定められた噴射量に従って各燃料噴射弁から燃料噴射を行うと第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに実際に機関燃焼室内に供給される燃料量が要求燃料量よりも少なくなってしまい、斯くして機関の出力トルクが一時的に低下してしまうという問題を生じる。

【0004】 また、この内燃機関では機関負荷が設定負荷よりも低くなって第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されても吸気通路内壁面に付着している燃料が機関燃焼室内に供給され続ける。従ってこの内燃機関のように

機関負荷の関数として予め定められた噴射量に従って各燃料噴射弁から燃料噴射を行うと第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに実際に機関燃焼室内に供給される燃料量が要求燃料量よりも多くなってしまい、斯くして機関の出力トルクが一時的に高くなってしまうという問題を生じる。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記問題点を解決するために本発明によれば、機関吸気通路内に燃料を噴射するための第1の燃料噴射弁と、機関燃焼室内に燃料を噴射するための第2の燃料噴射弁とを具備し、機関の運転状態が予め定められた運転領域内にあるときには第1燃料噴射弁からの燃料噴射を停止すると共に機関の運転状態が予め定められた運転領域外となったときには第1燃料噴射弁から燃料を噴射するようにした内燃機関において、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに吸気通路内壁面に付着する付着燃料量を推定しかつ第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに機関燃焼室内に流入する付着燃料の流入量を推定する手段を具備し、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を上述の付着燃料量だけ増量補正すると共に、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を上述の流入量だけ減量補正するようにしている。

【0006】

【作用】 第1燃料噴射弁からの燃料噴射が開始されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を付着燃料量だけ増量補正することによって実際に機関燃焼室内に供給される燃料量が要求燃料量となり、第1燃料噴射弁からの燃料噴射が停止されたときに第2燃料噴射弁からの噴射燃料量を流入量だけ減量補正することによって実際に機関燃焼室内に供給される燃料量が要求燃料量となる。

【0007】

【実施例】 図1を参照すると機関本体1は4つの気筒1aを具備し、これら各気筒1aの燃焼室構造が図2から図4に示されている。図2から図4を参照すると、2はシリンダブロック、3はシリンダブロック2内で往復動するピストン、4はシリンダブロック2上に固着されたシリンダヘッド、5はピストン3とシリンダヘッド4間に形成された燃焼室、6は一对の吸気弁、7aは第1吸気ポート、7bは第2吸気ポート、8は一对の排気弁、9は一对の排気ポートを夫々示し、図2に示されるようにシリンダヘッド4の内壁面の中央部には点火栓10が配置される。また、第2吸気ポート7b内に向けて燃料を噴射するための第1燃料噴射弁11aが各気筒1aに対して夫々設けられ、シリンダヘッド4の内壁面周辺部には第2燃料噴射弁11bが配置される。図2および図3に示されるようにピストン3の頂面上には第2燃料噴射弁11bの下方から点火栓10の下方まで延びるほぼ円形の輪郭形状を有する浅皿部12が形成され、浅皿部

12の中央部にはほぼ半球形状をなす深皿部13が形成される。また、点火栓10下方の浅皿部12と深皿部13との接続部にはほぼ球形状をなす凹部14が形成される。

【0008】図1に示されるように各気筒1aの第1吸気ポート7aおよび第2吸気ポート7bは夫々各吸気枝管15を介してサージタンク16内に連結される。このサージタンク16は吸気ダクト17を介してエアクリーナ18に連結され、吸気ダクト17内にはアクセルペダル19に連結されたスロットル弁20が配置される。電子制御ユニット30はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス31を介して相互に接続されたRAM（ランダムアクセスメモリ）32、ROM（リードオンリメモリ）33、CPU（マイクロプロセッサ）34、入力ポート35および出力ポート36を具備する。機関本体1には機関冷却水温に比例した出力電圧を発生する水温センサ21が取付けられ、この水温センサ21の出力電圧がAD変換器37を介して入力ポート35に入力される。サージタンク16にはサージタンク16内の絶対圧に比例した出力電圧を発生する圧力センサ22が取付けられ、この圧力センサ22の出力電圧がAD変換器38を介して入力ポート35に入力される。

【0009】また、アクセルペダル19にはアクセルペダル19の踏み込み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ23が接続され、負荷センサ23の出力電圧がAD変換器39を介して入力ポート35に入力される。上死点センサ24は例えば1番気筒1aが吸気上死点に達したときに出力パルスが発生し、この出力パルスが入力ポート35に入力される。クランク角センサ25は例えばクランクシャフトが30度回転する毎に出力パルスが発生し、この出力パルスが入力ポート35に入力される。CPU34では上死点センサ24の出力パルスとクランク角センサ25の出力パルスから現在のクランク角が計算され、クランク角センサ25の出力パルスから機関回転数が計算される。一方、出力ポート36は対応する駆動回路40を介して各第1燃料噴射弁11aおよび各第2燃料噴射弁11bに接続される。

【0010】本発明による実施例では図2において F_1 および F_2 で示されるように第2燃料噴射弁11bからは二つの方向に向けて燃料が噴射され、第1燃料噴射弁11aからは図4の F_3 で示されるように第2吸気ポート7b内に向けて燃料が噴射される。図5はこれら第1燃料噴射弁11aおよび第2燃料噴射弁11bからの燃料噴射量と燃料噴射時期とを示している。なお、図5において Q_{all} は全噴射量を示している。図5に示されるように全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも少ない機関低負荷運転時には圧縮行程末期に第2燃料噴射弁11bから燃焼室5内に噴射量 Q_2 だけ燃料噴射が行われる。一方、全噴射量 Q_{all} が Q_a と Q_b の間の機関中負荷運転時には第1燃料噴射弁11aから第2吸気ポート7b内に噴射

量 Q_1 だけ燃料噴射が行われ、圧縮行程末期に第2燃料噴射弁11bから燃焼室5内に噴射量 Q_2 だけ燃料が噴射される。即ち、機関中負荷運転時には各燃料噴射弁11a、11bから燃料噴射が行われる。また、全噴射量 Q_{all} が Q_b よりも多い機関高負荷運転時には第1燃料噴射弁11aから第2吸気ポート7b内に噴射量 Q_1 だけ燃料が噴射される。なお、図5において θS および θE は圧縮行程末期に第2燃料噴射弁11bによって行われる燃料噴射 Q_2 の噴射開始時期と噴射完了時期を夫々示している。

【0011】全噴射量 Q_{all} はアクセルペダル19の踏み込み量 A_{cc} と機関回転数 N の関数であり、図6(A)に示されるように全噴射量 Q_{all} はアクセルペダル19の踏み込み量 A_{cc} が大きくなるほど増大し、図6(B)に示されるように全噴射量 Q_{all} は機関回転数 N に応じて変化する。全噴射量 Q_{all} とアクセルペダル19の踏み込み量 A_{cc} 、機関回転数 N との関係は図7(A)に示すマップの形で予めROM33内に記憶されている。

【0012】また、図5において Q_a と Q_b 間の圧縮行程噴射量 Q_2 もアクセルペダル19の踏み込み量 A_{cc} と機関回転数 N の関数であり、この圧縮行程噴射量 Q_2 とアクセルペダル19の踏み込み量 A_{cc} 、機関回転数 N との関係は図7(B)に示すマップの形で予めROM33内に記憶されている。また図8(A)および(B)に示されるように図5の Q_a 、 Q_b は共に機関回転数 N の関数であり、図8(A)および(B)に示す関係も予めROM33内に記憶されている。

【0013】図5に示されるように全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも少ない機関低負荷運転時には圧縮行程末期に第2燃料噴射弁11bから燃焼室5内に燃料が噴射される。このとき各噴射燃料 F_1 、 F_2 は図9(A)および(B)に示されるように深皿部13の周壁面に衝突する。深皿部13の周壁面に衝突した燃料は旋回流5によって気化せしめられつつ拡散され、それによって図9(C)に示されるように凹部14および深皿部13内に混合気Gが形成される。このとき凹部14および深皿部13以外の燃焼室5内は空気で満たされている。次いで混合気Gが点火栓10によって着火せしめられる。

【0014】一方、図5において全噴射量 Q_{all} が Q_a と Q_b の間である機関中負荷運転時には第1燃料噴射弁11aによる燃料噴射 Q_1 が行われ、更に圧縮行程末期に第2燃料噴射弁11bによる燃料噴射 Q_2 が行われる。このとき第1燃料噴射弁11aから噴射された燃料 Q_1 によって燃焼室5内には均一な稀薄混合気が形成され、この稀薄混合気は第2燃料噴射弁11bから噴射された燃料により図9(C)に示すように形成された混合気が火種となって燃焼せしめられる。

【0015】一方、図5において全噴射量 Q_{all} が Q_b よりも多い機関高負荷運転時には第1燃料噴射弁11aによる燃料噴射 Q_1 が行われ、この燃料噴射 Q_1 によ

て燃焼室5内に形成された均一混合気が点火栓10によって着火せしめられる。図10(A)は全噴射量 Q_{all} が Q_a (図5)よりも多くなったときの第2燃料噴射弁11bによる圧縮行程噴射量、即ち筒内噴射量 Q_2 と第1燃料噴射弁11aによるポート噴射量 Q_1 の変化を示しており、図10(B)は全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも少なくなったときの筒内噴射量 Q_2 とポート噴射量 Q_1 の変化を示している。

【0016】図10(A)に示されるように全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも多くなると第1燃料噴射弁11aによるポート噴射 Q_1 が開始され、このとき筒内噴射量 Q_2 とポート噴射量 Q_1 との和が全噴射量 Q_{all} となるように筒内噴射量 Q_2 が定められていると筒内噴射量 Q_2 は図10(A)において破線で示すように低下する。ところがこの場合、ポート噴射 Q_1 が開始されてもポート噴射 Q_1 による噴射燃料の一部が第2吸気ポート7bの内壁面上に付着し、従って実際に燃焼室5内に供給される全燃料量は要求全噴射量 Q_{all} よりも少なくなる。その結果、ポート噴射 Q_1 が開始されると機関出力トルクが一時的に低下することになる。そこでこのように機関出力トルクが一時的に低下するのを阻止するために本発明による実施例では実際に燃焼室5内に供給される全燃料量が要求全噴射量 Q_{all} となるように図10(A)において実線で示す如く全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも多くな

ったときに筒内噴射量 Q_2 を増量補正するようにしている。

【0017】これに対して図10(B)に示されるように全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも少くなると第1燃料噴射弁11aによるポート噴射 Q_1 が停止され、このとき筒内噴射量 Q_2 が全噴射量 Q_{all} となるように筒内噴射量 Q_2 が定められていると筒内噴射量 Q_2 は図10(B)において破線で示すように変化する。ところがこの場合、ポート噴射 Q_1 が停止されても第2吸気ポート7bの内壁面上に付着している燃料が燃焼室5内に流入し続け、従って実際に燃焼室5内に供給される全燃料量は要求全噴射量 Q_{all} よりも多くなる。その結果、ポート噴射 Q_1 が停止されると機関出力トルクが一時的に大きくなることになる。そこでこのように機関出力トルクが一時的に大きくなるのを阻止するために本発明による実施例では実際に燃焼室5内に供給される全燃料量が要求全噴射量 Q_{all} となるように図10(B)において実線で示す如く全噴射量 Q_{all} が Q_a よりも少なくなったときに筒内噴射量 Q_2 を減量補正するようにしている。

【0018】ここで次に問題となるのはどの程度筒内噴射量 Q_2 を増量補正又は減量補正すれば実際に燃焼室5内に供給される燃料量が要求全噴射量 Q_{all} に一致するかということである。これらの増量補正量および減量補正量は夫々ポート噴射 Q_1 を開始したときの燃料付着量およびポート噴射 Q_1 を停止したときの付着燃料の燃焼室5内への流入量に依存しているがこれら燃料付着量お

よび流入量は計測するのが困難であり、従って推定しなければならないことになる。そこで次にこれら燃料付着量および流入量を推定する方法について次に説明する。

【0019】まず初めにポート噴射 Q_1 が開始されたときに第2吸気ポート7bの内壁面に付着する燃料量 Q_m を考えてみると、一回のポート噴射 Q_1 によって付着する燃料量はポート噴射量 Q_1 が多いほど増大するものと考えられ、従って一回のポート噴射 Q_1 によって付着する燃料量はポート噴射量 Q_1 に比例することになる。一方、第2吸気ポート7bの内壁面の温度が低いほど付着燃料量が増大するものと考えられ、従って付着燃料量は第2吸気ポート7bの内壁面の温度に反比例することになる。ところで第2吸気ポート7bの内壁面の温度はほぼ機関冷却水温 T_w に比例するので付着燃料量は図11において $f_2(T_w)$ で示されるように機関冷却水温 T_w に対して反比例することになる。このように一回のポート噴射 Q_1 によって付着する燃料量はポート噴射量 Q_1 に比例し、機関冷却水温 T_w に反比例するので一回のポート噴射 Q_1 によって付着する燃料量は $Q_1 \cdot f(T_w)$ で表わされることになる。従ってポート噴射 Q_1 が次ぎ次ぎに行われた場合の付着燃料量 Q_m は $Q_1 \cdot f(T_w)$ の累積値となる。なお、図11に示す関係は予めROM33内に記憶されている。

【0020】一方、ポート噴射 Q_1 が開始された当初は付着燃料量 Q_m が増大するが暫らくすると平衡状態に達して付着燃料量 Q_m が一定となる。平衡状態に達したときの付着燃料量 Q_m 、即ち付着燃料量 Q_m の最大値 Q_{max} は第2吸気ポート7b内の絶対圧PMおよび第2吸気ポート7bの内壁面の温度、即ち機関冷却水温 T_w の関数となる。即ち、第2吸気ポート7b内の絶対値PMが低くなるほど付着燃料の蒸発が促進されるので図12(A)に示されるように第2吸気ポート7b内の絶対圧PMが高くなるほど最大値 Q_{max} は大きくなる。一方、図12(B)に示されるように最大値 Q_{max} は機関冷却水温 T_w が低くなるほど増大する。図12(A)および(B)で示される最大値 Q_{max} と、絶対圧PM、機関冷却水温 T_w との関係は図12(C)に示すようなマップの形で予めROM33内に記憶されている。

【0021】ところで上述したようにポート噴射 Q_1 が開始されると付着燃料量が徐々に増大し、平衡状態に達したとき、即ち最大値 Q_{max} になったときに付着燃料が燃焼室5内に流入を開始すると考える。このように考えるとポート噴射 Q_1 が開始されたときに燃焼室5内に流入しない燃料量は最大値 Q_{max} と付着燃料量 Q_m との差 $(Q_{max} - Q_m)$ で表わされることになり、従ってポート噴射 Q_1 が開始されたときに筒内噴射量 Q_2 を $(Q_{max} - Q_m)$ だけ増量補正すれば実際に燃焼室5内に供給される燃料量は要求全噴射量 Q_{all} に一致することになる。

【0022】次にポート噴射 Q_1 が停止せしめられたと

きを考えるとこのときには第2吸気ポート7bの内壁面上に付着している燃料が徐々に燃焼室5内に流入する。このとき燃焼室5内に流入する付着燃料の流入量 Q_n はまず第1に付着燃料量 Q_m に比例するものと考えられる。更に流入量 Q_n はアクセルペダル19の踏込み量 A_{cc} が大きくなって吸入空気量が增大するほど増大するものと考えられるので流入量 Q_n は図13(A)において $f(A_{cc})$ で示されるようにアクセルペダル19の踏込み量 A_{cc} に比例することになる。また、流入量 Q_n は第2吸気ポート7bの内壁面の温度が高くなるほど増大するものと考えられるので流入量 Q_n は図13(B)において $f_1(T_w)$ で示されるように機関冷却水温 T_w が高くなるにつれて増大するものと考えられる。従って流入量 Q_n は $Q_m \cdot f(A_{cc}) \cdot f(T_w)$ で表わされることになり、ポート噴射 Q_1 が停止されたときに筒内噴射量 Q_2 を $Q_m \cdot f(A_{cc}) \cdot f(T_w)$ だけ減量補正すれば実際に燃焼室5内に供給される燃料量は要求全噴射量 Q_{all} に一致することになる。なお、図13(A)および(B)に示す関係は予めROM33内に記憶されている。

【0023】図14から図17は燃料噴射を制御するためのルーチンを示しており、このルーチンは180クラック角度毎の割込みによって実行される。まず初めに図14を参照するとまず初めにステップ50において図7(A)に示すアップに基いて要求全噴射量 Q_{all} が算出される。次いでステップ51では図8(A)に示す関係から Q_a が算出され、次いでステップ52では図8

(B)に示す関係から Q_b が算出される。次いでステップ53では $Q_{all} \leq Q_a$ であるか否か、即ち低負荷運転時であるか否かが判別される。 $Q_{all} \leq Q_a$ のときは図15のステップ100に進み、 $Q_{all} > Q_a$ のときはステップ54に進む。ステップ54では $Q_{all} \leq Q_b$ であるか否かが判別される。 $Q_{all} \leq Q_b$ のとき、即ち機関中負荷運転時には図16のステップ200に進み、 $Q_{all} > Q_b$ のとき、即ち機関高負荷運転時には図17のステップ300に進む。

【0024】図15を参照するとステップ100において付着燃料量 Q_m 、図13(A)に基いて算出された $f(A_{cc})$ 、および図13(B)に基いて算出された $f_1(T_w)$ を乗算することによって燃焼室5内への付着燃料の流入量 Q_n が算出される。次いでステップ101では付着燃料量 Q_m から流入量 Q_n を減算することによって依然として付着している付着燃料量 Q_m が算出される。次いでステップ102では付着燃料量 Q_m が零よりも少なくなったか否かが判別される。 $Q_m \leq 0$ のときにはステップ103に進んで $Q_m = 0$ とされ、次いでステップ104に進む。

【0025】ステップ104では流入量 Q_n が火炎伝播限界量 Q_{LT} よりも少ないか否かが判別される。この火炎伝播限界量 Q_{LT} は流入付着燃料により燃焼室5内に形成

される混合気中を火炎が伝播しうる最小流入量を示しており、この火炎伝播限界量 Q_{LT} は予め定められている。 $Q_n < Q_{LT}$ のときはステップ105に進んで $Q_n \cdot R_c$ が Q_n とされ、次いでステップ106に進む。なお、ステップ105における R_c は深皿部13内の混合気全体が燃焼せしめられるほぼ上死点後15度程度における深皿部13の容積 v と燃焼室5の容積 V との比(v/V)を表わしている。流入量 Q_n が火炎伝播限界量 Q_{LT} よりも少ないときに燃焼せしめられる付着燃料の混合気は深皿部13内に存在する混合気であり、従ってこのとき流入量 Q_n のうちで燃焼に寄与する流入量 Q_n は $Q_n \cdot (v/V)$ となる。従ってステップ105では Q_n に R_c を乗算することによって実際に燃焼に寄与する流入量 Q_n を求めていることになる。

【0026】ステップ106では要求全噴射量 Q_{all} から流入量 Q_n を減算することによって筒内噴射量 Q_2 が算出される。次いでステップ107では筒内噴射量 Q_2 が噴射可能な最小噴射量 Q_{min} よりも少ないか否かが判別される。 $Q_2 \leq Q_{min}$ のときにはステップ108に進んで $Q_2 = Q_{min}$ とされ、次いでステップ109においてポート噴射量 Q_1 が零とされる。図15のルーチンからわかるようにポート噴射 Q_1 が停止されると付着燃料量 Q_m が徐々に減少し、それに伴って流入量 Q_n も徐々に減少するので筒内噴射量 Q_2 は図10(A)で示されるように変化することになる。

【0027】一方、図16を参照するとステップ200では図7(B)に示す関係から筒内噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ201では要求全噴射量 Q_{all} から筒内噴射量 Q_2 を減算することによってポート噴射量 Q_1 が算出される。次いでステップ202では図11に示す $f_2(T_w)$ を用いて次式から付着燃料量 Q_m が算出される。

$$【0028】 Q_m = Q_m + Q_1 \cdot f_2(T_w)$$

ここで $Q_1 \cdot f_2(T_w)$ は前回の割込みサイクルから今回の割込みサイクル間における燃料付着量を表わしている。次いでステップ203では図12(C)に示すマップから付着燃料量の最大値 Q_{max} が算出される。次いでステップ204では付着燃料量 Q_m が最大値 Q_{max} よりも大きいかが判別される。 $Q_m \geq Q_{max}$ のときにはステップ205に進んで $Q_m = Q_{max}$ とされ、ステップ206に進む。ステップ206では次式に基いて筒内噴射量 Q_2 が算出される。

$$【0029】 Q_2 = Q_2 + (Q_{max} - Q_m)$$

ここで $(Q_{max} - Q_m)$ はポート噴射量 Q_1 のうちで燃焼室5内に流入しえない燃料量を表わしている。この燃料量 $(Q_{max} - Q_m)$ は次第に小さくなり、 $Q_m = Q_{max}$ になると零となる。従って図16に示すルーチンからわかるようにポート噴射 Q_1 が開始されると付着燃料量 Q_m が徐々に増大し、それに伴って $(Q_{max} - Q_m)$ が徐々に減少するので筒内噴射量 Q_2 は図10

(B) で示されるように変化することになる。

【0030】一方、図17を参照するとステップ300では図7(A)に示す関係から算出された要求全噴射量 Q_{a11} がポート噴射量 $Q1$ とされ、次いでステップ301では筒内噴射量 $Q2$ が零とされる。次いでステップ302では図11に示す $f_2(T_w)$ を用いて次式から付着燃料量 Q_m が算出される。

$$Q_m = Q_m + Q1 \cdot f_2(T_w)$$

ここで $Q1 \cdot f_2(T_w)$ は前回の割込みサイクルから今回の割込みサイクル間における燃料付着量を表わしている。次いでステップ303では図12(C)に示すマップから付着燃料量の最大値 Q_{max} が算出される。次いでステップ304では付着燃料量 Q_m が最大値 Q_{max} よりも大きいか否かが判別される。 $Q_m \geq Q_{max}$ のときにはステップ205に進んで $Q_m = Q_{max}$ とされる。

【0031】なお、これまで述べた実施例では第2燃料噴射弁11bは圧縮行程噴射のみを行うために設けられているがこの第2燃料噴射弁11bに吸気行程噴射の一部を行わせてもよく、この場合でもこれまで述べた方法を適用することができる。

【0032】

【発明の効果】第1燃料噴射弁からの燃料噴射の開始時および停止時に機関出力トルクが変動するのを阻止することができる。

【図面の簡単な説明】

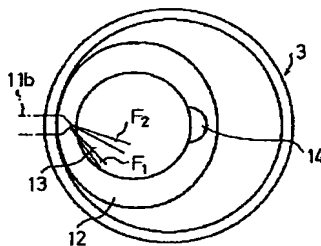
【図1】内燃機関の全体図である。

【図2】ピストンの平面図である。

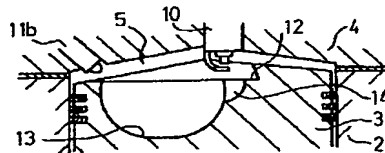
【図3】内燃機関の側面断面図である。

【図4】内燃機関の側面断面図である。

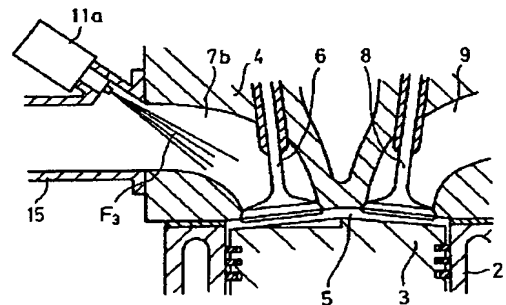
【図2】



【図3】



【図4】



【図5】燃料噴射量および燃料噴射時期を示す線図である。

【図6】要求全噴射量 Q_{a11} を示す線図である。

【図7】要求全噴射量 Q_{a11} および筒内噴射量 $Q2$ を示す線図である。

【図8】 Q_a 、 Q_b を示す線図である。

【図9】燃料噴射時を示す内燃機関の側面断面図である。

【図10】筒内噴射量 $Q2$ およびポート噴射量 $Q1$ の変化を示すタイムチャートである。

【図11】 $f_2(T_w)$ を示す線図である。

【図12】 Q_{max} を示す線図である。

【図13】 $f(A_{cc})$ および $f_1(T_w)$ を示す線図である。

【図14】燃料噴射制御を実行するためのフローチャートである。

【図15】燃料噴射制御を実行するためのフローチャートである。

【図16】燃料噴射制御を実行するためのフローチャートである。

【図17】燃料噴射制御を実行するためのフローチャートである。

【符号の説明】

3…ピストン

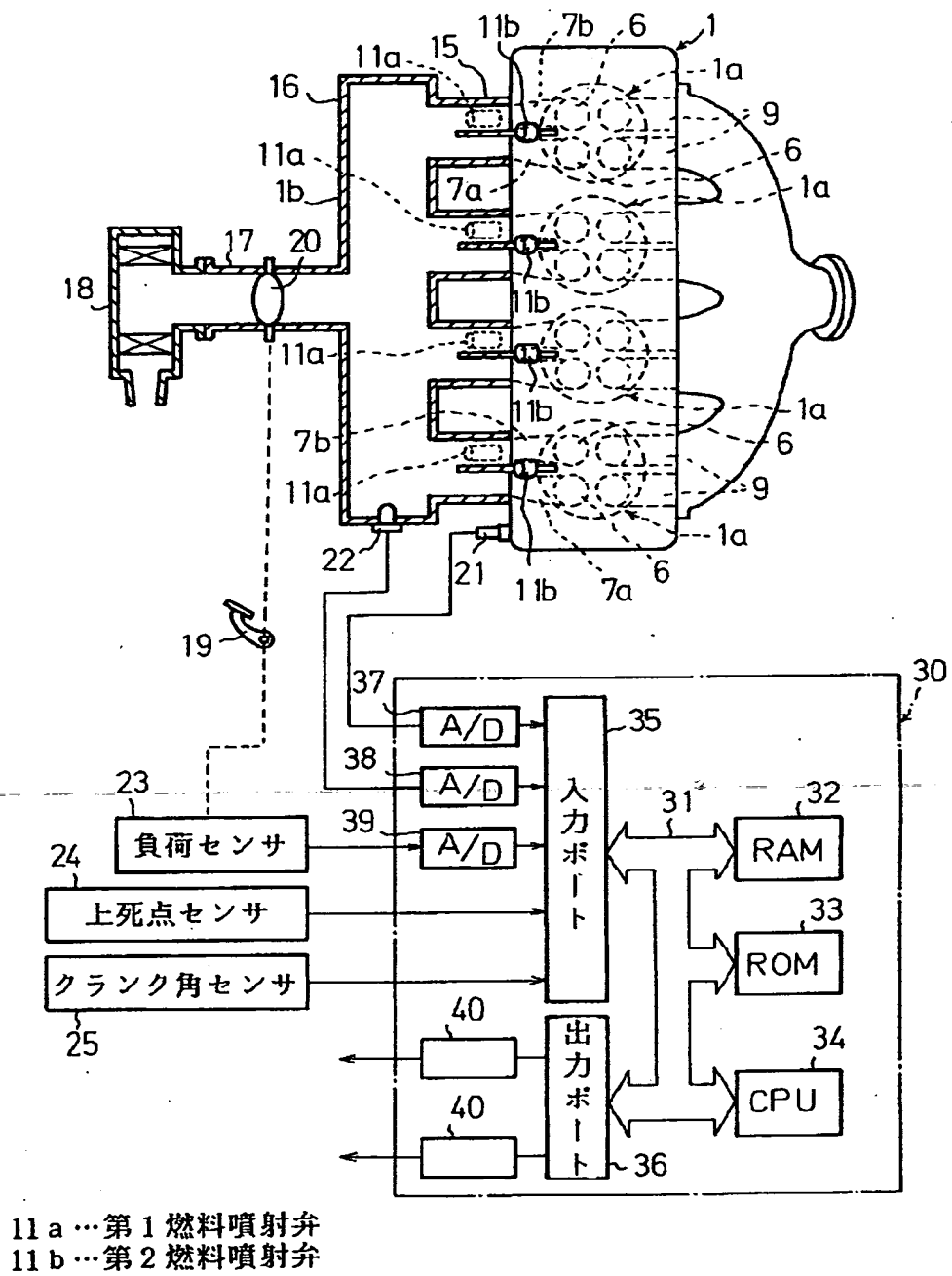
5…燃焼室

10…点火栓

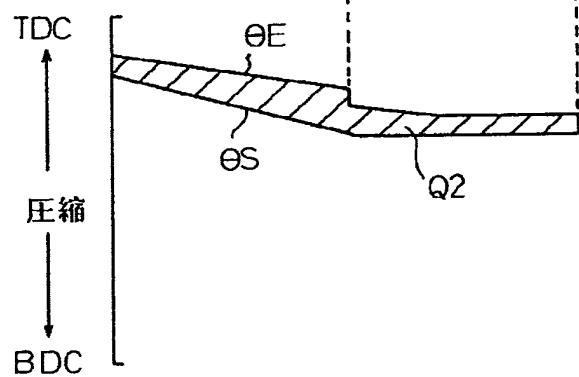
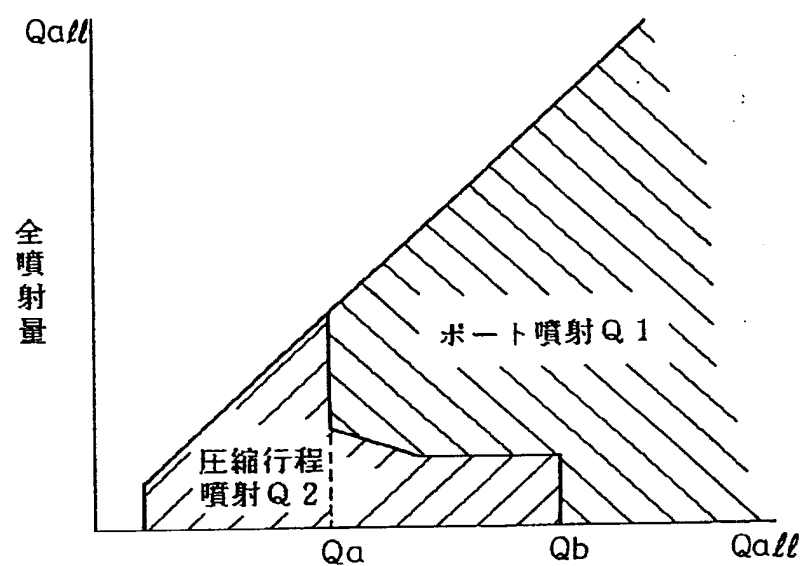
11a…第1燃料噴射弁

11b…第2燃料噴射弁

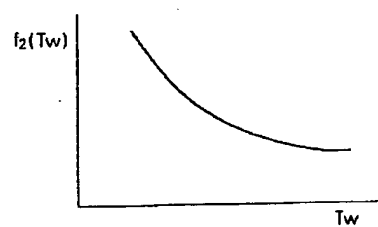
【図1】



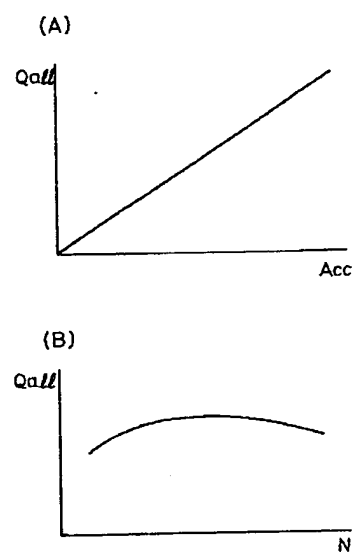
【図5】



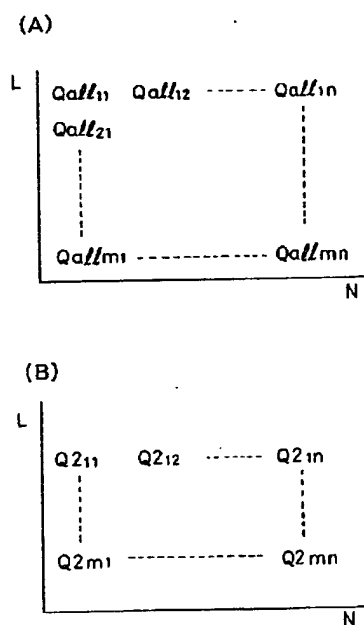
【図11】



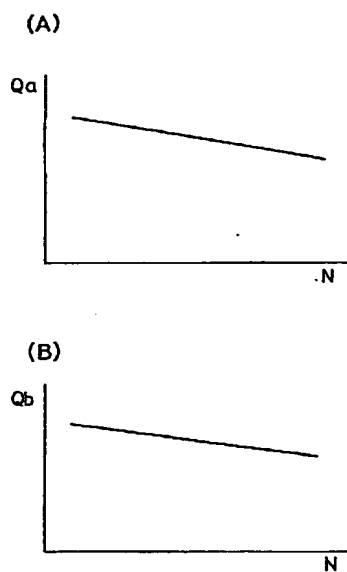
【図6】



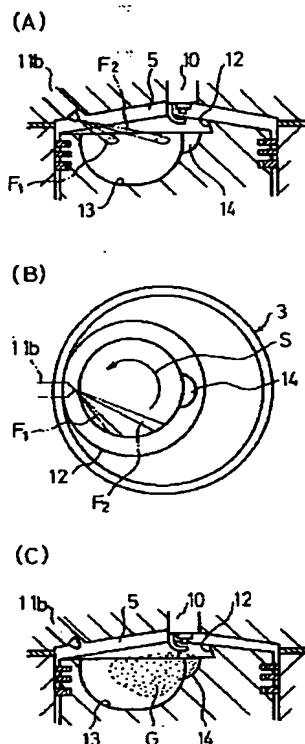
【図7】



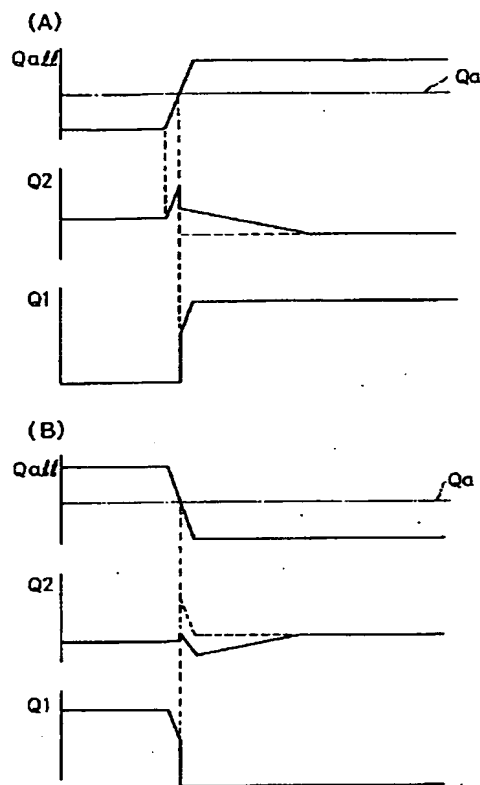
【図8】



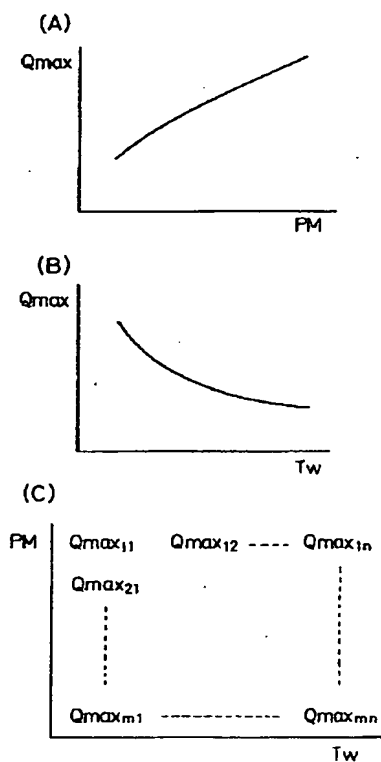
【図9】



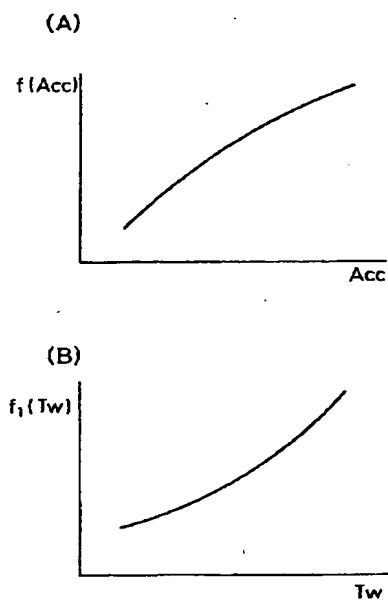
【図10】



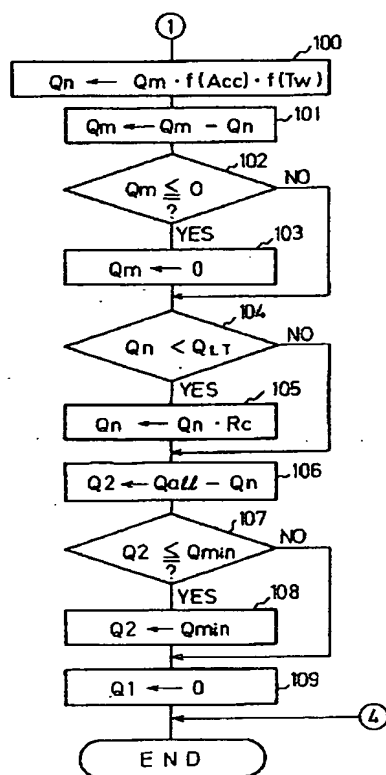
【図12】



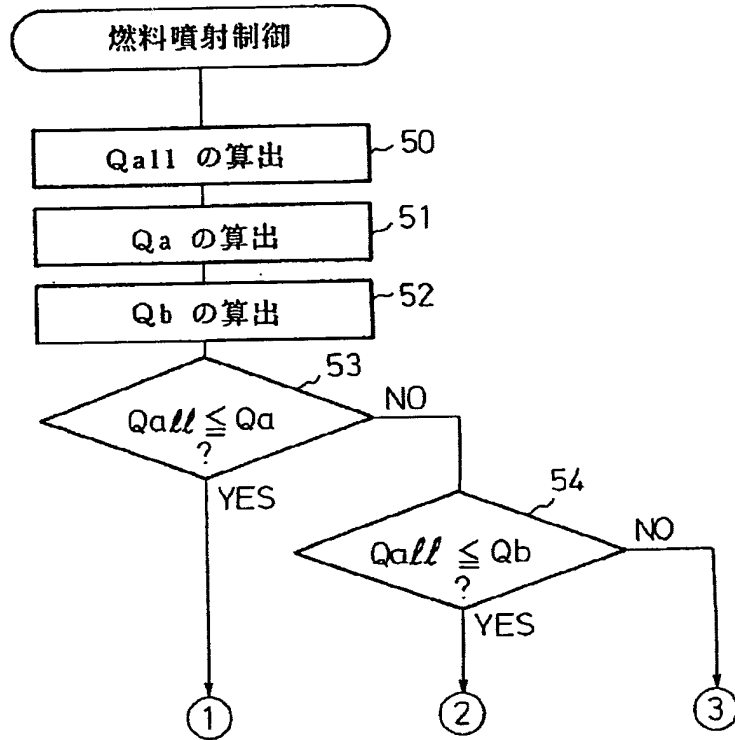
【図13】



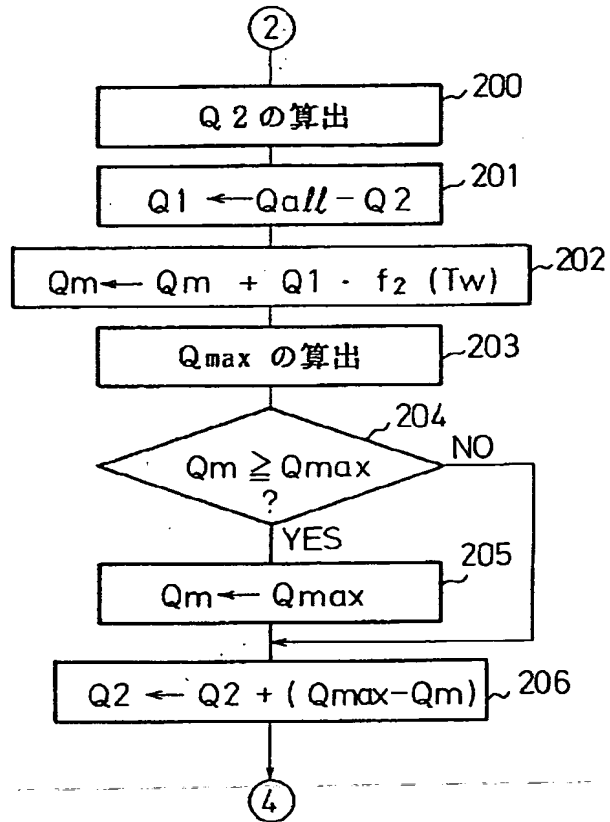
【図15】



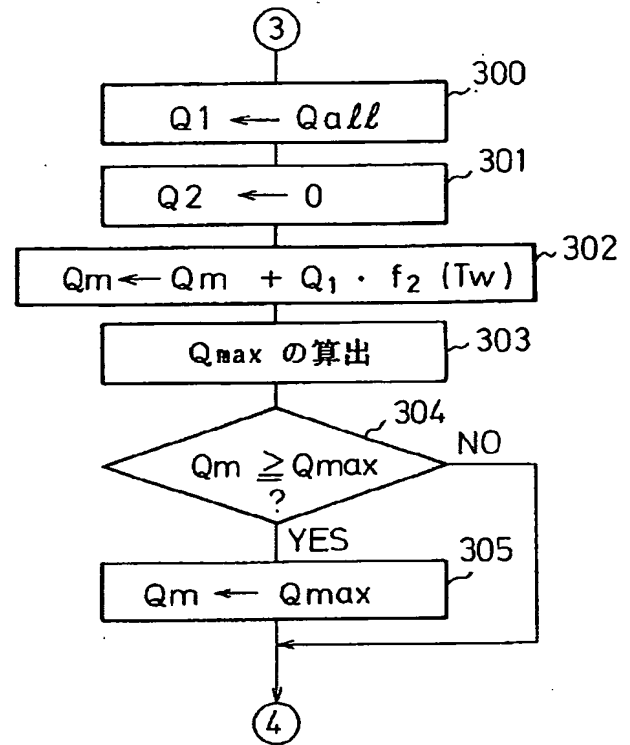
【図 1 4】



【図16】



【図17】



THIS PAGE BLANK (USPTO)